

⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3533599 A1**

⑤① Int. Cl. 4:
F02C 3/30
F 02 G 1/02

⑳ Aktenzeichen: P 35 33 599.8
㉔ Anmeldetag: 18. 9. 85
㉕ Offenlegungstag: 9. 4. 87

Behördenzementum

DE 3533599 A1

㉗ Anmelder:
Euras Chemicals Co. Ltd., Hongkong, HK

㉘ Vertreter:
Pfenning, J., Dipl.-Ing., 1000 Berlin; Meinig, K.,
Dipl.-Phys., 8000 München; Butenschön, A.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing., PAT.-ANW., 1000 Berlin;
Bergmann, J., Dipl.-Ing., PAT.- U. RECHTSANW.,
8000 München

㉙ Erfinder:
Eckert, Reinhard, 4000 Düsseldorf, DE

⑤④ Motor zur Umsetzung thermischer in mechanische Energie

Es wird ein neuer Motor zur Umsetzung thermischer in mechanische Energie beschrieben. Dieser besitzt einen kalten Arbeitsmaschinenteil zur Kompression eines gasförmigen Stoffstroms und einen heißen Kraftmaschinenteil. Die thermische Energie wird außerhalb der Arbeitsräume des Kraftmaschinenteils erzeugt. Der Arbeitsmaschinenteil und der Kraftmaschinenteil sind thermisch voneinander entkoppelt. Hierdurch kann erreicht werden, daß die Kompression im Arbeitsmaschinenteil und die Expansion im Kraftmaschinenteil jeweils annähernd isotherm verlaufen. Der Arbeitsmaschinenteil wird normalerweise vom Kraftmaschinenteil angetrieben. Bei besonderen Betriebszuständen, beispielsweise beim Startvorgang oder einer Bremsenergieaufnahme können Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil voneinander entkoppelt werden. Der im Arbeitsmaschinenteil komprimierte Stoffstrom wird im Kraftmaschinenteil als Verbrennungsluft verwendet.

DE 3533599 A1

Patentansprüche

1. Motor zur Umsetzung thermischer Energie in mechanische Energie mit einem einen Kompression eines gasförmigen Stoffstroms bewirkenden kalten Arbeitsmaschinenteil und einem heißen Kraftmaschinenteil mit außerhalb des Arbeitsraumes erzeugter thermischer Energie, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitsmaschinenteil und der Kraftmaschinenteil thermisch voneinander entkoppelt sind.
2. Motor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine Einrichtung zur Zwischenkühlung des komprimierten Stoffstroms im Arbeitsmaschinenteil vorgesehen ist.
3. Motor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitsmaschinenteil aus einem Material hoher Leitfähigkeit besteht.
4. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Kompression des Stoffstroms ein Rotationsverdränger vorgesehen ist.
5. Motor nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung des Maschinenmaterials und zur Luftansaugung der Rotationsverdränger mit großflächigen Speichen (8) versehen ist.
6. Motor nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotationsverdränger aus mehreren Rotorsystemen zur stufenweisen Kompression besteht.
7. Motor nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotorsysteme durch Trennkränze (9) voneinander getrennt sind.
8. Motor nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Rotorsystem aus mindestens zwei axial zueinander angeordneten Rotoren besteht.
9. Motor nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitsräume (10) für die Kompression durch Aussparungen im Rotormantel (7) gebildet sind, die jeweils durch Abstreifer zwischen der Rotormantelfläche und der Innenfläche eines die Rotoren umgebenden Gehäuses in Ansaug- und Druckraum unterteilbar sind.
10. Motor nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstreifer als Schieber oder schleifende Sperrklappen ausgebildet sind.
11. Motor nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstreifer mit Innenkanälen und Öffnungen zur Schmierölaufzuführung zu den Rotoroberflächen versehen sind.
12. Motor nach einem der Ansprüche 6 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompressionsarbeit des letzten Rotorsystems proportional zum von der zugeführten Wärmemenge abhängigen Druck des Arbeitsgases ist.
13. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil ein Mehrstufen-Schaltgetriebe (36—48) mit einer Kupplung vorgesehen ist.
14. Motor nach einem der Ansprüche 2 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenkühlung des Stoffstroms eine kombinierte Luft-Wasserkühlung ist.
15. Motor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Wasserkühlung in einer Wassereinspritzung in den komprimierten Stoffstrom besteht.
16. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmezufuhr weitgehend isobar ist.
17. Motor nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmezufuhr aus den internen Wärmequellen Rekuperation und Verbrennung erfolgt.
18. Motor nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmezufuhr durch externe Wärmequellen erfolgt.
19. Motor nach Anspruch 17 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmezufuhr aus internen und externen Wärmequellen erfolgt.
20. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Arbeitsmaschinenteil und dem Kraftmaschinenteil ein Steuerventil (14) für den Stoffstrom angeordnet ist.
21. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß das Kraftmaschinenteil einen Rotationsverdränger aufweist.
22. Motor nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß der im Arbeitsmaschinenteil komprimierte Stoffstrom durch den Rotationsverdränger des Kraftmaschinenteils geführt ist.
23. Motor nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß im Rotationsverdränger Kühlflächen (20) zur Wärmeabgabe an den durchströmenden Stoffstrom vorgesehen sind.
24. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß eine Wasserumlaufkühlung für das Gehäuse (54) des Kraftmaschinenteils vorgesehen ist.
25. Motor nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Wasserumlaufkühlung einen Druckkreislauf mit einem externen Wasserkühler darstellt.
26. Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (54) des Kraftmaschinenteils gegenüber der Umgebung wärmeisoliert ist.
27. Motor nach Anspruch 25 oder 26, dadurch gekennzeichnet, daß das Wasser für die Zwischenkühlung des komprimierten Stoffstroms dem Druckkreislauf entnehmbar ist.
28. Motor nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß die Entnahme des Wassers für die Zwischenkühlung abschaltbar ist.
29. Motor nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, daß im Druckkreislauf der Wasserumlaufkühlung Ventile (63, 64) für die Wassereinspritzung zur Zwischenkühlung vorgesehen sind.
30. Motor nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventile zur Steuerung der Wassereinspritzung jeweils eine durch den Druck des komprimierten Stoffstroms in ihrer Lage veränderbare Düsennadel (64) aufweisen.

31. Motor nach einem der Ansprüche 25 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß im Druckkreislauf ein Überdruckventil (34) angeordnet ist.
32. Motor nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, daß der bei Überdruck austretende Wasserdampf in die Verbindung (17) zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil stromabwärts vom Steuerventil (14) einblasbar ist. 5
33. Motor nach einem der Ansprüche 18 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß eine Einrichtung zur Abgasrekuperation vorgesehen ist.
34. Motor nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Abgasrekuperation ein Abgaswärmetauscher ist.
35. Motor nach Anspruch 33 oder 34, dadurch gekennzeichnet, daß in der Einrichtung zur Abgasrekuperation der komprimierte Stoffstrom, der zur Verbrennung benötigte Brennstoff und das Wasser der Umlaufkühlung vorwärmbar sind. 10
36. Motor nach einem der Ansprüche 18 bis 35, dadurch gekennzeichnet, daß für den Verbrennungsvorgang ein Ofenraum vorgesehen ist, der aus zwei konzentrischen Abschnitten (24, 25) besteht.
37. Motor nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, daß der innere Abschnitt (24) des Ofenraums ein über eine gesamte Länge verlaufendes zentrales Flammrohr (27) enthält. 15
38. Motor nach Anspruch 36 oder 37, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden konzentrischen Abschnitte (24, 25) jeweils am gleichen Längsende offen sind.
39. Motor nach Anspruch 38, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden konzentrischen Abschnitte (24, 25) jeweils am dem offenen gegenüberliegenden Ende einen Reflektor (26) aufweisen. 20
40. Motor nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden konzentrischen Abschnitte (24, 25) am reflektorseitigen Ende durch Bohrungen (30) in der zwischen ihnen liegenden Trennwand miteinander verbunden sind.
41. Motor nach einem der Ansprüche 37 bis 40, dadurch gekennzeichnet, daß das Flammrohr (27) ein einseitig offenes Siebrohr ist. 25
42. Motor nach einem der Ansprüche 37 bis 41, dadurch gekennzeichnet, daß das Flammrohr (27) mit Zuführungsstutzen (29) zur Zuführung der gespannten Verbrennungsgase zu den Arbeitsräumen (22) des Rotationsverdrängers im Kraftmaschinenteil versehen ist.
43. Motor nach einem der Ansprüche 18 bis 42, dadurch gekennzeichnet, daß der komprimierte und vorgewärmte Stoffstrom vor dem Brenner (28) in einen Primär- und einen Sekundärstrom unterteilt ist. 30
44. Motor nach Anspruch 43, dadurch gekennzeichnet, daß der Primärstrom durch Wärmetausch und eine Anpassungsheizung (33) auf die Zündtemperatur des Brennstoffs vorwärmbar ist.
45. Motor nach Anspruch 44, dadurch gekennzeichnet, daß der Sekundärstrom durch Wasserzuführung aus der Umlaufkühlung bis in den Dämpfzustand überführbar ist.
46. Motor nach einem der Ansprüche 18 bis 45, dadurch gekennzeichnet, daß der Brennstoff durch Eigenzündung und/oder elektronische oder Glühkörperzündung zündbar ist. 35
47. Motor nach einem der Ansprüche 37 bis 46, dadurch gekennzeichnet, daß der Ofenraum (24, 25) am Kreisumfang des Gehäuses (54) des Kraftmaschinenteils angeordnet ist.
48. Motor nach einem der Ansprüche 22 bis 47, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotationsverdränger des Kraftmaschinenteils aus mindestens zwei Rotorsystemen besteht. 40
49. Motor nach Anspruch 48, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotoren jeweils einen über Speichen (20) mit der Welle (21) des Kraftmaschinenteils verbundenen Rotormantel (19) aufweisen.
50. Motor nach Anspruch 49, dadurch gekennzeichnet, daß die Speicher (20) in bezug auf die Strömung des Stoffstroms wie Turbinenschaufeln angestellt sind.
51. Motor nach einem der Ansprüche 48 bis 50, dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitsräume (22) des Kraftmaschinenteils durch Aussparungen im Rotormantel (19) gebildet sind. 45
52. Motor nach Anspruch 51, dadurch gekennzeichnet, daß die Anzahl der über den Kreisumfang der Rotoren angeordneten Abstreifsysteme der Anzahl der Aussparungen im Rotormantel entspricht.
53. Motor nach einem der Ansprüche 48 bis 52, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotorsysteme durch U-förmige Systemtrennkränze (23) in axialer Richtung voneinander getrennt sind. 50
54. Motor nach Anspruch 53, dadurch gekennzeichnet, daß die Systemtrennkränze (23) Kühlflächen für den Stoffstrom aufweisen, die in bezug auf diesen wie Statorschaufeln einer Turbine ausgebildet sind.
55. Motor nach einem der Ansprüche 52 bis 54, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstreifsysteme in Form von Schiebern oder schleifenden Sperrklappen (49) ausgebildet sind.
56. Motor nach Anspruch 55, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstreifer Innenkanäle (50) eines Kühlölkreislaufts enthalten und daß von diesen Innenkanälen (50) nach außen gehende Feinbohrungen (52) für die Schmierung abgezweigt sind. 55
57. Motor nach Anspruch 55 oder 56, dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung der Sperrklappen (49) ein an deren Oberfläche vorbeigeführter Luftstrom aus dem Ofenraum (25) in den Auslaßbereich des Zuführungsstutzens (29) des Flammrohrs (27) erzeugbar ist. 60
58. Motor nach einem der Ansprüche 20 bis 57, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil (14) in Form einer Walze ausgebildet ist.
59. Motor nach einem der Ansprüche 20 bis 58, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil (14) zusätzlich mit einem Energiespeicher (15) verbunden ist.
60. Motor nach Anspruch 59, dadurch gekennzeichnet, daß der Energiespeicher (15) aus der Rekuperation der Bremskraft gewonnene Energie speichert. 65
61. Motor nach Anspruch 59 oder 60, dadurch gekennzeichnet, daß durch das Steuerventil (14) der Arbeitsmaschinenteil und der Kraftmaschinenteil, der Arbeitsmaschinenteil und der Energiespeicher (15), der

Energiespeicher (15) und der Kraftmaschinenteil sowie der Arbeitsmaschinenteil, der Kraftmaschinenteil und der Energiespeicher (15) mit wahlweise veränderbarem Durchgangsquerschnitt miteinander verbindbar sind.

62. Motor nach einem der Ansprüche 59 bis 61, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Energiespeicher (15) und der letzten Kompressionsstufe des Arbeitsmaschinenteils ein für den Startvorgang des Motors zu öffnendes Startventil (35) angeordnet ist.

63. Motor nach einem der Ansprüche 59 bis 62, dadurch gekennzeichnet, daß der Energiespeicher ein Gasdruckspeicher (15) ist.

64. Motor nach Anspruch 59 oder 60, dadurch gekennzeichnet, daß der Energiespeicher ein chemischer Speicher ist.

65. Motor nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß der Stoffstrom in einem geschlossenen Kreislauf zirkuliert.

66. Motor nach Anspruch 65, dadurch gekennzeichnet, daß der Stoffstrom aus Edelgas besteht.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Motor nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Aus der DE-OS 29 35 383 ist ein sogenannter Hybrid-Motor bekannt, der mehrere räumlich voneinander getrennte, thermisch miteinander verbundene und mit unterschiedlichen Betriebsmedien betriebene Kreisläufe aufweist. Die thermische Energie wird durch Verbrennung erzeugt, wobei der Verbrennungsvorgang außerhalb des Verdrängerarbeitsraumes erfolgt und entweder indirekt durch Wärmetausch oder direkt durch Einleiten der gespannten Verbrennungsgase in den Verdrängerraum ausgenutzt werden kann. Die Umsetzung der thermischen in mechanische Energie findet somit volumetrisch nach dem Verdrängerprinzip sowie auch kinetisch nach dem Turbinenprinzip statt. Dieser Motor erreicht einen thermischen Wirkungsgrad, der insbesondere höher ist als bei den üblichen Kolbenmotoren und durch die externe kontinuierliche Verbrennung können Energieträger verwendet werden, deren Einsatz bei den Wärmekraftmaschinen herkömmlicher Bauart noch nicht möglich war. Trotz dieser wesentlichen Vorteile erreicht der Wirkungsgrad bei diesem bekannten Hybrid-Motor aus thermodynamischen Gründen noch nicht solche Werte, wie sie bei einem Motor dieser Bauart grundsätzlich möglich wären.

Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Motor zur Umsetzung thermischer Energie in mechanische Energie mit einem eine Kompression eines gasförmigen Stoffstroms bewirkenden kalten Arbeitsmaschinenteil und einem heißen Kraftmaschinenteil mit außerhalb des Arbeitsraumes erzeugter thermischer Energie derart zu verbessern, daß ein möglichst hoher Wirkungsgrad der Energieumsetzung erreicht wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch das im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 enthaltene Merkmal. Vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Motors ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung zeichnet sich dadurch aus, daß der Arbeitsmaschinenteil und der Kraftmaschinenteil thermisch voneinander entkoppelt sind. Durch diese Maßnahme kann der ideale Kreisprozeß der Energieumsetzung, nämlich isotherme Kompression, isobare Wärmezufuhr, isotherme Expansion und isochore Wärmeabgabe, weitgehend angenähert werden.

Durch die fehlende gegenseitige thermische Beeinflussung von Kompression und Expansion ist es relativ leicht möglich, diese Vorgänge angenähert isotherm ablaufen zu lassen. Bei schnellaufenden Wärmekraftmaschinen verlaufen der Kompressions- und Expansionsvorgang üblicherweise adiabatisch; demgegenüber erfordert eine isotherme Kompression weniger Arbeit und liefert eine isotherme Expansion mehr Arbeit. Isotherme Kompression und isotherme Expansion führen somit zu einer Wirkungsgradsteigerung.

Es ist vorzugsweise eine Einrichtung zur Zwischenkühlung des komprimierten Stoffstroms im Arbeitsmaschinenteil vorgesehen. Durch diese Zwischenkühlung wird die bei der Kompression entstehende Wärme weitestgehend an die Umgebung abgeführt, so daß die Temperatur des Stoffstroms im Arbeitsmaschinenteil im wesentlichen konstant gehalten werden kann. Weiterhin ist es empfehlenswert, den Arbeitsmaschinenteil aus einem Material hoher Wärmeleitfähigkeit herzustellen, da auch durch diese Maßnahme die Kompressionswärme beschleunigt abgeführt wird.

Zur Kompression des Stoffstroms eignen sich insbesondere Rotationsverdränger, die vorzugsweise mit großflächigen Speichern zur Kühlung des Maschinenmaterials und zur Luftansaugung versehen sind, wodurch ebenfalls die Wärmeableitung begünstigt wird. Der Rotationsverdränger sollte zweckmäßig aus mehreren Rotorsystemen zur stufenweisen Kompression bestehen, wobei zur Erzielung eines Belastungsgleichlaufes je Kompressionsstufe mindestens zwei Rotoren axial angeordnet werden sollten.

Die Arbeitsräume für die Kompression werden vorteilhaft durch Aussparungen im Rotormantel gebildet, die jeweils durch Abstreifer zwischen der Rotormantelfläche und der Innenfläche eines die Rotoren umgebenden Gehäuses in Ansaug- und Druckraum unterteilbar sind. Hierbei entspricht die Anzahl der am Kreisumfang des Gehäuses angebrachten Abstreifsysteme der Anzahl der Aussparungen. Die Abstreifer sind insbesondere als Schieber oder schleifende Sperrklappen ausgebildet, wobei sie mit Innenkanälen und Öffnungen zur Schmierölführung zu den Rotoroberflächen versehen sein können.

Die Kompressionsarbeit des letzten Rotorsystems des Arbeitsmaschinenteils ist proportional zum von der zugeführten Wärmemenge abhängigen Druck des Arbeitsgases, da die interne Leistungsaufnahme des Arbeitsmaschinenteils immer proportional zur Arbeitsleistung des Kraftmaschinenteils ist. Bei diesem Rotorsystem kann abhängig vom jeweiligen Betriebszustand auf der Ansaug- bzw. Eintrittsseite ein höherer Druck herrschen als auf der Druck- bzw. Austrittsseite, während bei den vorhergehenden Rotorsystemen der Druck auf der Druckseite stets größer ist als auf der Ansaugseite, d.h. stets eine Kompression stattfindet. Vom letzten Rotorsystem des Arbeitsmaschinenteils kann daher auch ein Drehmoment an die Rotorwelle abgegeben wer-

den.

Gemäß einer vorteilhaften Ausbildung des Motors ist zwischen dem Arbeitsmaschinenteil und dem Kraftmaschinenteil ein Mehrstufen-Schaltgetriebe mit einer Kupplung vorgesehen.

Hierdurch läßt sich das Drehverhältnis der beiden Maschinenteile zueinander beeinflussen und somit auch der Arbeitsdruck der Maschine verändern; läuft zum Beispiel der Arbeitsmaschinenteil mit erhöhter Drehzahl, dann steigen der Arbeitsdruck im Kraftmaschinenteil und auch die interne Leistungsaufnahme des Arbeitsmaschinenteils. Durch die Schaltgetriebeverbindung zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil ist der Motor neben seiner eigentlichen Funktion auch zu einer Bremsenergieaufnahme geeignet.

Die Zwischenkühlung des Stoffstroms ist besonders wirkungsvoll, wenn sie eine kombinierte Luft-Wasserkühlung ist. Die Wasserkühlung besteht vorzugsweise in einer Wassereinspritzung in den komprimierten Stoffstrom.

Um den tatsächlichen Kreisprozeß der Energieumsetzung der Idealform anzunähern, ist nach einer der Isothermen angenäherten Kompression eine weitgehend isobare Wärmezufuhr vorgesehen. Hierbei setzt sich die Wärmezufuhr vorteilhaft aus einer internen Wärmerückgewinnung und dem Verbrennungsvorgang zusammen. Die Wärmezufuhr aus externen Wärmequellen kann grundsätzlich aus allen Wärmequellen erfolgen, aus denen sich eine ausreichende Temperaturveränderung auf das Arbeitsmedium übertragen läßt, so auch aus Sonnenenergie.

Es bleibt festzustellen, daß die Maschine je nach Auslegungsart folgendermaßen betrieben werden kann:

- a) mit den internen Energiequellen Verbrennung und Rekuperation.
- b) ausschließlich durch Energiezufuhr aus externen Energiequellen.
- c) durch die Zusammenfassung unterschiedlicher internen und externen Energiequellen.

Die nach der Wärmezufuhr folgende, arbeitsleistende Expansion wird dadurch einer isothermen Expansion angenähert, daß die bei der Expansion abgegebene Wärmemenge durch die interne Rekuperation weitestgehend im Energiekreislauf der Maschine verbleibt, weil somit die abgegebene Wärmemenge in den Prozeß der isobaren Wärmezufuhr zurückgeführt und aufgenommen wird. Eine isochore Wärmeabgabe der entspannten Abgase wird durch die Rekuperation aus den Abgasen weitestgehend erreicht.

Zwischen dem Arbeitsmaschinenteil und dem Kraftmaschinenteil ist zweckmäßig ein Steuerventil für den Stoffstrom angeordnet zur Steuerung der überführten Stoffstrommenge. Der Kraftmaschinenteil weist vorzugsweise einen Rotationsverdränger auf, durch den der im Arbeitsmaschinenteil komprimierte Stoffstrom hindurchgeführt wird und in dem Kühlflächen für den durchströmenden Stoffstrom vorgesehen sind. Die Zwischenkühlung durch Wassereinspritzung hat neben der guten Kühlwirkung auf den komprimierten Stoffstrom noch den Vorteil, daß die Masse und Wärmekapazität des Stoffstroms erhöht und daher eine bessere Kühlwirkung im Kraftmaschinenteil erreicht werden. Die Strömungsgeschwindigkeit des Stoffstroms im Kraftmaschinenteil sollte möglichst niedrig gehalten werden, um einen hohen Wirkungsgrad beim Wärmetausch zu erreichen und auch um die Strömungsverluste zu begrenzen. Der Rotationsverdränger bildet das Innenteil des Kraftmaschinenteils, bei dem keine Möglichkeit besteht, seinen Wärmeinhalt durch Wärmetausch mit der Umgebung oder durch Abstrahlung zu vermindern. Die Temperatur dieses Innenteils ist daher von der Kühlwirkung des den Rotationsverdränger durchfließenden Stoffstroms abhängig.

Das Außenteil des Kraftmaschinenteils wird durch dessen Gehäuse gebildet, für das vorzugsweise eine Wassenumlaufkühlung vorgesehen ist, die aus einem Druckkreislauf mit einem externen Wasserkühler gebildet sein kann. Das Gehäuse ist zweckmäßigerweise gegenüber der Umgebung wärmeisoliert, so daß unkontrollierte Wärmeverluste durch Wärmetausch und/oder Abstrahlung weitestgehend vermieden werden können.

Das Wasser für die Zwischenkühlung des komprimierten Stoffstroms ist vorteilhaft dem Druckkreislauf entnehmbar. Das im Druckkreislauf über den Siedepunkt aufgeheizte Wasser wird in den komprimierten Stoffstrom eingespritzt und die angestrebte Zwischenkühlung durch die Verdampfungsenthalpie erzielt. Der Wärmeinhalt dieser Wassermenge verbleibt im Energiekreislauf des Gesamtsystems, während das nicht verbrauchte Wasser über den externen Wasserkühler zirkuliert und seinen Wärmeinhalt als Verlustenergie an die Umgebung abgibt.

Die Entnahme des Wassers für die Zwischenkühlung ist zweckmäßig abschaltbar ausgebildet, beispielsweise in Abhängigkeit von der Wassermenge im Druckkreislauf. Es muß sichergestellt sein, daß stets ausreichend Wasser zur Kühlung des Kraftmaschinenteil-Gehäuses im Kreislauf vorhanden ist. Im Druckkreislauf der Wassenumlaufkühlung können hierzu Ventile für die Wassereinspritzung vorgesehen sein, die vorteilhaft zur Steuerung der Wassereinspritzung jeweils eine durch Gasdruck in ihrer Lage veränderbare Düsenadel aufweisen.

Im Druckkreislauf ist vorzugsweise auch ein Überdruckventil angeordnet, wobei das bei Überdruck austretende Wasser in die Verbindung zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil stromabwärts vom Steuerventil einblasbar sein kann. Hierdurch ergibt sich eine selbstregulierende Funktion, denn ein Überdruck im Druckkreislauf entsteht durch Überhitzung des Gehäuses des Kraftmaschinenteils bei gleichzeitiger Überhitzung von dessen Innenteil und das Abblasen von Wasser bzw. Wasserdampf in den Stoffstrom erhöht dessen Kühlwirkung auf das Innenteil. Dadurch wird die Überhitzungsphase beendet und die Energie des abgeblasenen Wassers verbleibt im Energiekreislauf des Gesamtsystems.

Die Maschine kann auch derart betrieben werden, daß das gesamte Kühlwasser dem Stoffstrom zugeführt wird. Der Wasserverbrauch käme dann dem einer Dampfmaschine nahe. Der externe Wasserkühler würde dann entfallen und somit die an die Umgebung abgegebene Verlustenergie, diese verbliebe im Energiekreislauf der Maschine und würde den Wirkungsgrad entsprechend positiv beeinflussen. Die Wasserzuführung würde dann anteilig über die Kompressionszwischenkühlung und am Ansatzpunkt des Überdruckventils erfolgen. Die Dosierung der gesamten Wassermenge müßte dann derart bemessen werden, daß der Stoffstrom im Bereich eines überhitzten ungesättigten Dampfes verbleibt.

Zur Senkung der Verlustenergie ist es vorteilhaft, eine Einrichtung zur Energierekuperation aus den Abgasen vorzusehen, die aus einem Abgaswärmetauscher besteht, dem auch eine Abgasturbine vorgeschaltet sein kann. Im Abgaswärmetauscher wird der dem Ofenraum und Brenner zufließende Stoffstrom noch weitgehend vorgewärmt; ebenso wird die Brennstoffzuleitung durch den Abgaswärmetauscher geführt und der dem Brenner zufließende Brennstoff vorgewärmt.

Besonders vorteilhafte Rekuperationswerte lassen sich erzielen bei Motoren, die mit einem hohen Wasseranteil im Stoffstrom betrieben werden, denn bei diesen ließe sich das Kühlwasser vor seiner eigentlichen Kühlfunktion ebenfalls durch den Abgaswärmetauscher zur Wärmeaufnahme führen; bei einem derartigen Motor entfällt der externe Wasserkühler, weil das gesamte Kühlwasser dem Stoffstrom zugeführt wird.

Die Verbrennung erfolgt in einem Ofenraum, der vorzugsweise aus zwei konzentrischen Bereichen besteht, d. h. in Form eines Doppelrohrs ausgebildet ist. Im inneren Bereich enthält dieser Ofenraum ein über dessen gesamte Länge verlaufendes zentrales Flammrohr. Dieses wird mechanisch nicht belastet und besteht zweckmäßigerweise aus keramischem Werkstoff. Es ist vorteilhaft ein einseitig offenes Siebrohr mit den Einlässen für die zur Verbrennung benötigten Stoffe und einer Öffnung für den Brenner am offenen Ende. Das Flammrohr ist weiterhin mit Zuführungsstutzen zu den Arbeitskammern des Rotationsverdrängers im Kraftmaschinenteil versehen, um die gespannten Verbrennungsgase zu den Rotorarbeitsräumen zu leiten.

Die beiden konzentrischen Bereiche des Ofenraums sind jeweils am gleichen Längsende offen, so daß sich der hier zugeführte Stoffstrom auf beide Bereiche verteilt. Am dem offenen gegenüberliegenden Ende weisen die beiden konzentrischen Bereiche zweckmäßig einen Reflektor auf, um die Wärmestrahlung des Flammrohrs auf dieses zu reflektieren. Weiterhin sind die beiden Bereiche vorteilhaft am reflektorseitigen Ende durch Öffnungen in der zwischen ihnen liegenden Trennwand miteinander verbunden, um einem Druckabfall im inneren Bereich des Ofenraums an dieser Stelle entgegenzuwirken.

Vor der Zuführung zum Brenner wird der Brennstoff einerseits im Abgaswärmetauscher vorgewärmt und anschließend in einer thermostatgesteuerten Anpassungsheizung auf eine, dem jeweiligen Brennstoff entsprechende Temperatur gebracht, mit dem Zweck einer konstanten Austrittstemperatur in den Verbrennungsraum; der Kaltstartvorgang wird dadurch ebenfalls erleichtert.

Als bevorzugte Möglichkeit für die Zündung bietet sich die Eigenzündung, die durch eine Temperaturanhebung eines Teils des Stoffstroms, des sogenannten Primärstroms und des Brennstoffs ermöglicht wird; außerdem bieten sich eine elektronische und/oder eine Glühkörperzündung an. Der Ofenraum ist zweckmäßigerweise am Kreisumfang des Rotorgehäuses des Kraftmaschinenteils angeordnet und umgibt somit dessen Rotationsverdränger. Bei der Überführung des Stoffstroms in einen ungesättigten überhitzten Dampf wird der Primärstrom vor der Wasser- bzw. Dampfzugabe abgezweigt und in trockenem Zustand über die Anpassungsheizung in den Brenner geführt.

Der Rotationsverdränger sollte mindestens aus zwei Rotorsystemen bestehen, um eine Totpunktstellung zu vermeiden. Die Rotormäntel sind über turbinenschaufelförmige Speichen mit der Nabe verbunden, diese Speichen haben eine Kühlflächenfunktion, sie geben Wärme an den komprimierten, strömenden Stoffstrom ab.

Die Arbeitskammern des Kraftmaschinenteils sind vorzugsweise durch Aussparungen im Rotormantel gebildet, wobei die Anzahl der über den Kreisumfang der Rotoren angeordneten Abstreifsysteme der Anzahl der Aussparungen im Rotormantel entsprechen sollte.

In axialer Richtung sind die Rotorsysteme vorzugsweise durch U-förmige Systemtrennkränze voneinander getrennt, die die Lauffläche für die seitlichen Dichtleisten der Rotoren bilden und die Kühlflächen für den Stoffstrom aufweisen können, die in bezug auf diesen wie die Statorschaufeln einer Turbine ausgebildet sind.

Die Abstreifsysteme können hier ebenfalls in Form von Schiebern oder schleifenden Sperrklappen ausgelegt werden; Sperrklappen werden vom inneren Druckunterschied gesteuert, während Schieber einen Federdruck benötigen. Zur Kühlung enthalten die Sperrklappen oder Schieber zweckmäßig Innenkanäle eines Kühlölkreislaufs, von denen nach außen gehende Feinbohrungen für die Schmierung abgezweigt sein können. Eine weitere Kühlung der Sperrklappen wird dadurch erreicht, daß ein an deren Oberfläche vorbeigeführter Luftstrom zwischen dem Ofenraum und den Zuführungsstutzen des Flammrohrs erzeugbar ist. Hierbei wird ein Druckunterschied zwischen dem Ofenrohr und dem Flammrohr ausgenutzt, wobei durch entsprechend angeordnete Feinbohrungen in der Ofenraumwandung der Luftstrom gegen die bzw. entlang der Sperrklappenoberfläche geführt wird.

Das Steuerventil zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil ist vorzugsweise in Form einer Walze ausgebildet; hierdurch lassen sich große Durchgangsverschnitte erreichen. Das Steuerventil kann zusätzlich mit einem Energiespeicher verbunden sein, der die beim Bremsen auftretende Energie aufnimmt und beispielsweise bei Hochleistungsbedarf oder beim Starten des Motors wieder abgibt. Durch entsprechende Stellungen des Steuerventils können der Arbeitsmaschinenteil und der Kraftmaschinenteil, der Arbeitsmaschinenteil und der Energiespeicher, der Energiespeicher und der Kraftmaschinenteil sowie der Arbeitsmaschinenteil, der Kraftmaschinenteil und der Energiespeicher mit wahlweise veränderbarem Durchgangsverschnitt miteinander verbindbar sein. Es ist jedoch günstig, zwischen dem Energiespeicher und der letzten Kompressionsstufe des Arbeitsmaschinenteils ein zusätzliches für den Startvorgang des Motors zu öffnendes Startventil anzuordnen. Als Energiespeicher eignet sich insbesondere ein Gasdruckspeicher; sind jedoch große Energiemengen zu speichern, so könnte ein chemischer Speicher in Erwägung zu ziehen sein.

Bei Verwendung ausschließlich externer Wärmequellen zur Wärmezufuhr kann der Motor auch als geschlossenes System betrieben werden, d. h. der vorzugsweise aus Edelgas bestehende Stoffstrom durchläuft einen Kreislauf zwischen Kompression, Wärmezufuhr aus externer Wärmequelle, Arbeitsleistung durch Expansion und Wärmeabgabe der entspannten Arbeitsgase im Wärmetauscher an den komprimierten Stoffstrom und über einen externen Kühler.

Die Erfindung wird im folgenden anhand von in den Figuren dargestellten Ausführungsbeispielen näher

erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine schematische Gesamtschnittdarstellung des Motors,
- Fig. 2 das schematisch dargestellte Steuerventil in verschiedenen Stellungen,
- Fig. 3 eine Schnittdarstellung einer schleifenden Sperrklappe im Kraftmaschinenteil in eingefahrener Stellung,
- Fig. 4 die Sperrklappe nach Fig. 3 in ausgefahrener Stellung, und
- Fig. 5 eine Schnittdarstellung eines Ventils für die Wassereinspritzung zur Zwischenkühlung,
- Fig. 6a—6d schematische Flußbilder für verschiedene Betriebsweisen des Motors.

Die Fig. 1 zeigt auf der rechten Seite den Arbeitsmaschinenteil und auf der linken Seite den Kraftmaschinenteil des Motors. Der Arbeitsmaschinenteil ist von zwei Gehäuseschalen 1 und 2 umgeben, von denen die Gehäuseschale 1 auf der rechten Seite eine Öffnung 3 aufweist, durch die die zum Komprimieren und zum Kühlen benötigte Luft in den Motor eintritt. Die eintretende Luft wird zunächst durch ein Radialgebläse 4 geringfügig verdichtet. Der Antrieb des Radialgebläses 4 erfolgt durch die Welle 5 des Arbeitsmaschinenteils über ein Planetenradgetriebe 6.

Der Rotor des Arbeitsmaschinenteils besteht aus mehreren Rotorsystemen, die wiederum aus einzelnen Rotationsverdrängern bestehen. Jedes Rotorsystem stellt eine Kompressionsstufe dar. Jeder Rotationsverdränger besitzt einen ringförmigen Rotormantel 7, der über Speichen 8 mit der Welle 5 verbunden ist. Diese Speichen dienen zur Kühlung des Rotormaterials und sie sind derart angestellt, daß sie die Umgebungsluft über eine entsprechende Öffnung ansaugen, zur Kühlung durch den Innenraum des Rotors befördern und dann wieder in die Umgebung ausstoßen.

Zur Erzielung eines Belastungsgleichlaufs sollte jedes Rotorsystem bzw. jede Kompressionsstufe mindestens aus zwei axial angeordneten Rotationsverdrängern bestehen. In axialer Richtung sind die einzelnen Rotorsysteme durch Systemtrennkränze 9 voneinander getrennt. Diese können ebenfalls mit in das Rotorinnere reichenden Kühlflächen ausgestattet sein. Die Arbeitsräume 10 der Rotationsverdränger des Arbeitsmaschinenteils werden durch Aussparungen in den jeweiligen Rotormänteln 7 gebildet. In diesen Arbeitsräumen ragen an den Gehäuseschalen 1 und 2 befestigte Abstreifer, die auf dem sich drehenden Rotormantel gleiten und die Arbeitsräume 10 in eine Ansaug- und eine Druckseite unterteilen. Die Anzahl der die Arbeitsräume 10 bildenden Aussparungen in jedem Rotormantel 7 ist identisch mit der Anzahl der am Kreisumfang der Gehäuseschalen angebrachten Abstreifer. Die von außen nach innen wirkenden Abstreifer können als Schieber oder schleifende Sperrklappen ausgebildet werden. Die letzte Kompressionsstufe erfordert jedoch besondere Abstreifer, weil diese Stufe in ihrer Kompressionsleistung sich proportional zum Druck des Arbeitsgases verhält. Da die interne Leistungsaufnahme des Arbeitsmaschinenteils immer proportional zur Arbeitsleistung des Kraftmaschinenteils verläuft und die einmal konstruktiv hergestellte Stufenverdichtung der einzelnen Kompressionsstufen mit Ausnahme der letzten Stufe im Betrieb nicht mehr veränderbar ist, kann bei verschiedenen Betriebssituationen der Fall eintreten, daß die letzte Stufe keine Kompressionsarbeit mehr leistet, sondern in dieser der durch die vorhergehenden Kompressionsstufen komprimierte Stoffstrom sogar etwas entspannt wird. Diese Kompressionsstufe nimmt dann keine Arbeit über die Welle 5 auf, sondern treibt diese sogar an. Sie ist dann funktionsmäßig nicht mehr Teil des Arbeitsmaschinenteils, sondern des Kraftmaschinenteils. Aus diesem Grunde können die Abstreifer nicht aus schleifenden Sperrklappen bestehen, da diese stets eine konstante Ansaug- und Druckseite zur Funktion benötigen. Die Abstreifer sind vorzugsweise derart konstruiert, daß sie an einen Ölkreislauf angeschlossene Innenkanäle enthalten. Durch von diesen Innenkanälen abzweigende, nach außen führende Feinbohrungen wird Schmieröl in der erforderlichen Menge zur Rotoroberfläche befördert.

Die Abdichtung der Arbeitsräume 10 gegenüber der zugeordneten Gehäuseschale 1 bzw. 2 und zwischen den in axialer Richtung hintereinander angeordneten Arbeitsräumen selbst kann beispielsweise mit Hilfe von Dichtleisten erfolgen.

Die Welle 5 erstreckt sich durchgehend über alle Rotorsysteme des Arbeitsmaschinenteils. Sie ist mit einem Keilnabenprofil versehen, so daß die einzelnen Rotationsverdränger in Drehrichtung fest auf ihr angeordnet sind.

Die Kompression im Arbeitsmaschinenteil soll möglichst isotherm erfolgen. Es ist daher erforderlich, die erzeugte Kompressionswärme abzuführen. Hierzu ist im gezeigten Ausführungsbeispiel eine kombinierte Luft-Wasserkühlung vorgesehen. Die Luftkühlung erfolgt insbesondere durch die durch das Rotorinnere geführte Umgebungsluft, die über die Kühlflächen der Speichen 8 erwärmt und wieder an die Umgebung abgegeben wird. Eine weitere Kühlwirkung ergibt sich durch die Wärmeabstrahlung über die Gehäuseschalen 1 und 2 nach außen.

Die Wasserkühlung des komprimierten Stoffstroms wird erreicht durch eine Wassereinspritzung vor der letzten Kompressionsstufe. Hierzu sind Einspritzdüsen 11 und diesen vorgeschaltete Steuerventile 12 vorgesehen. Diese sind an einen Wasserkreislauf 13 angeschlossen, der im nachfolgenden noch näher beschrieben wird. Die Verdampfungsenthalpie des eingespritzten Wassers bewirkt eine starke Abkühlung des komprimierten Stoffstroms; wobei der Wärmeinhalt des verdampften Wassers im Energiekreislauf des Gesamtsystems verbleibt und nicht als Verlustwärme abgeführt wird. Zudem wird durch die Wassereinspritzung die Masse des Stoffstroms und damit seine Wärmekapazität erhöht, wodurch sich wiederum eine bessere Kühlwirkung im Kraftmaschinenteil ergibt.

Der im Arbeitsmaschinenteil komprimierte Stoffstrom wird über ein Steuerventil 14 in den Kraftmaschinenteil geleitet. Der Arbeits- und der Kraftmaschinenteil sind thermisch weitgehendst voneinander entkoppelt, so daß einerseits der Kompressionsvorgang im Arbeitsmaschinenteil durch den Kraftmaschinenteil und andererseits der Expansionsvorgang im Kraftmaschinenteil durch den Arbeitsmaschinenteil thermisch nicht beeinflusst werden.

An das Steuerventil 14 ist weiterhin ein Gasdruckspeicher 15 angeschlossen. Das Steuerventil 14 ist walzenförmig ausgebildet, wobei der drehbare Ventilkörper eine solche Form aufweist, daß je nach seiner Stellung der

Arbeitsmaschinenteil mit dem Kraftmaschinenteil (Fig. 2A), der Arbeitsmaschinenteil, der Gasdruckspeicher 15 und der Kraftmaschinenteil (Fig. 2B), der Gasdruckspeicher 15 und der Kraftmaschinenteil (Fig. 2C) und der Arbeitsmaschinenteil und der Gasdruckspeicher (Fig. 2D) miteinander verbunden sein können. Dabei können die jeweiligen Durchlässe voll oder auch nur zum Teil geöffnet sein. Fig. 2E zeigt eine beispielsweise gedrosselte Verbindung zwischen dem Arbeitsmaschinenteil und dem Gasdruckspeicher 15 einerseits und dem Arbeitsmaschinenteil und dem Kraftmaschinenteil andererseits.

Die Wellen des Arbeitsmaschinenteils und des Kraftmaschinenteils können in noch zu beschreibender Weise voneinander entkoppelt werden. Im entkoppelten Zustand kann der Arbeitsmaschinenteil beispielsweise zur Aufnahme von Bremsenergie verwendet werden, die er in Kompressionsenergie umwandelt und bei entsprechender Stellung des Steuerventils 14 den Energieinhalt im Gasdruckspeicher 15 erhöht.

In Fig. 2A ermöglicht das Steuerventil 14 einen Durchgang zwischen der Verbindungsleitung 16 zum Arbeitsmaschinenteil und der Verbindungsleitung 17 zum Kraftmaschinenteil, während die Verbindungsleitung 18 zum Gasdruckspeicher 15 geschlossen ist. Diese Stellung des Steuerventils 14 entspricht dem Leistungsabgabebetrieb des Motors bei normaler Belastung. Dabei ist das Drehverhältnis der Wellen des Arbeitsmaschinenteils und des Kraftmaschinenteils so geschaltet, daß die Volumenförderung und die Kompression des Arbeitsmaschinenteils dem Bedarf des Kraftmaschinenteils angepaßt ist.

Die Stellung des Steuerventils 14 nach Fig. 2B entspricht dem Hochleistungsbedarf des Motors. Der Kraftmaschinenteil nimmt hierbei nicht nur den vom Arbeitsmaschinenteil komprimierten Stoffstrom auf, sondern es wird zusätzlich Druckluft vom Gasdruckspeicher in den Kraftmaschinenteil eingespeist. Die Drehzahl des Arbeitsmaschinenteils wird außerdem herabgesetzt, da dies eine Verminderung des internen Leistungsbedarfs und eine entsprechende Erhöhung der Leistungsabgabe zur Folge hat.

Bei der Ventilstellung nach Fig. 2C ist nur der Gasdruckspeicher 15 mit dem Kraftmaschinenteil verbunden und liefert Druckluft zu diesem, während die Verbindung zum Arbeitsmaschinenteil unterbrochen ist. In diesem Betriebszustand sind auch die Wellen des Arbeitsmaschinenteils und des Kraftmaschinenteils voneinander entkoppelt, so daß der Arbeitsmaschinenteil stillsteht. In diesem Zustand könnte der Motor mit Hilfe der im Gasdruckspeicher 15 gespeicherten Energie gestartet werden. Nach der Ingangsetzung des Kraftmaschinenteils würde dann der Arbeitsmaschinenteil eingekuppelt und das Steuerventil 14 über die Stellung nach Fig. 2B in die Normalbetriebsstellung nach Fig. 2A gebracht werden. Der Startvorgang kann jedoch auch mit Hilfe eines gesonderten Startventils durchgeführt werden, wie nachfolgend noch erläutert wird.

Die Stellung des Steuerventils nach Fig. 2D entspricht dem Leistungsaufnahmebetrieb, beispielsweise bei der Aufnahme von Bremsenergie. Der Durchgang zur Verbindungsleitung 17 ist gesperrt und Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil sind voneinander entkoppelt. Die bei der Bremsenergieumwandlung im Arbeitsmaschinenteil erzeugte komprimierte Luft wird in den Gasdruckspeicher befördert, so daß der Energieinhalt in diesem ansteigt.

Bei der Ventilstellung nach Fig. 2E schließlich sind die Verbindungsleitungen 16 und 17 bzw. 16 und 18 so miteinander verbunden, daß im Arbeitsmaschinenteil erzeugte Druckluft sowohl in den Kraftmaschinenteil als auch in den Gasdruckspeicher 15 geliefert wird. Der Kraftmaschinenteil wird hierbei ausreichend versorgt, um den Arbeitsmaschinenteil anzutreiben; dieser läuft jedoch mit erhöhter Drehzahl, so daß ein Teil der von ihm erzeugten Druckluft zur Energiespeicherung in den Gasdruckspeicher 15 geleitet werden kann.

Das Steuerventil 14 ermöglicht somit nicht nur einen starren Leistungsabgabe- oder Leistungsaufnahmebetrieb, sondern auch Zwischenstellungen mit einer Energiespeicherung und gegebenenfalls Abgabe der gespeicherten Energie während des Leistungsabgabebetriebs. Dies ist besonders für Motoren mit häufigen Laständerungen von Vorteil, da sich hieraus eine sehr energiesparende Betriebsweise ergibt.

Der komprimierte Stoffstrom gelangt über das Steuerventil 14 und die Verbindungsleitung 17 in den Innenraum des Rotors des Kraftmaschinenteils. Der Rotor besteht aus mindestens zwei Rotorsystemen, um eine Totpunktstellung zu vermeiden. Die Rotorsysteme sind aus einzelnen Rotationsverdrängern aufgebaut, die einen ringförmigen Rotormantel 19 aufweisen, der über Speichen 20 mit der Welle 21 des Kraftmaschinenteils verbunden ist. Die Speichen 20 werden von dem komprimierten Stoffstrom umströmt und durch diesen gekühlt. Sie sind in der Weise ausgebildet, daß sie eine möglichst große Kühlfläche besitzen. Weiterhin sind sie in bezug auf den Stoffstrom wie Turbinenschaufeln angestellt, so daß sie ein Drehmoment auf die Welle 21 ausüben.

In den einzelnen Rotormänteln 19 befinden sich Arbeitsräume 22 in Form von Aussparungen. In diese Arbeitsräume 22 werden in noch zu beschreibender Weise die gespannten Verbrennungsgase geleitet, die den Rotationsverdränger antreiben. Die Rotationsverdränger arbeiten hierzu mit in Umfangsrichtung feststehenden Abstreifern zusammen. Die Abstreifer können als Schieber oder schleifende Sperrklappen konstruiert sein, wobei Sperrklappen den Vorteil haben, daß sie vom inneren Druckunterschied gesteuert werden, wohingegen Schieber einen Federdruck benötigen. Die im Rotor des Kraftmaschinenteils verwendeten Sperrklappen werden anhand der Fig. 3 und 4 noch näher erläutert. In axialer Richtung werden die einzelnen Rotorsysteme durch U-förmige Systemtrennkränze 23 begrenzt, die die Lauffläche für die seitlichen Dichtleisten der Rotationsverdränger bilden. Zu ihrer Kühlung sind die Systemtrennkränze 23 mit nach innen reichenden Kühlflächen ausgestattet, so daß sie von dem Stoffstrom umströmt werden können. Diese feststehenden Kühlflächen sind zudem in bezug auf den Stoffstrom derart angestellt, daß sie in ihrer Funktion den Statorschaufeln einer Turbine entsprechen.

Der aus dem Rotor des Kraftmaschinenteils austretende Stoffstrom wird einem nicht gezeigten Abgaswärmetauscher zugeführt. In diesem findet ein Wärmetausch zwischen den Abgasen der Verbrennung und u. a. dem Stoffstrom statt, so daß dieser vor der Verbrennung noch weiter erwärmt wird. Die Verbrennung erfolgt in einem Ofenraum, der aus einem inneren Abschnitt 24 und einem äußeren Abschnitt 25 besteht. Der Ofenraum wird somit durch zwei konzentrische Rohre gebildet, wobei der innere Abschnitt 24 vom inneren Rohr umgeben ist und der äußere Abschnitt 25 sich zwischen beiden Rohren befindet. Diese beiden Abschnitte des Ofenraums

sind auf der linken Seite offen, so daß der für die Verbrennung benötigte komprimierte und erwärmte Stoffstrom hier einströmen kann. Auf der rechten Seite wird der Ofenraum durch einen Reflektor 26 abgeschlossen, dessen Aufgabe es ist, die Wärmestrahlung eines innerhalb des inneren Abschnitts befindlichen Flammrohrs 27 zu reflektieren. Das Flammrohr 27 ist ein einseitig offenes Siebrohr, an dessen offener Seite sich die Öffnung für einen Brenner 28 und der Einlaß für einen Teil des Stoffstroms, den sogenannten Primärstrom, befinden. Das Flammrohr 27 wird mechanisch nicht belastet und besteht zweckmäßigerweise aus keramischem Material. Es ist mit Zuführungsstutzen 29 versehen, die zu den Arbeitsräumen 22 der Rotationsverdränger führen. Durch diese Zuführungsstutzen 29 werden die gespannten Verbrennungsgase in die Arbeitsräume 22 geleitet, wo sie durch Drehen des Rotors mechanische Arbeit leisten.

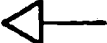



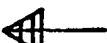
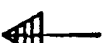







Am reflektorseitigen Ende des Ofenraums sind die Abschnitte 24 und 25 durch kreisrunde Bohrungen 30 miteinander verbunden, um in diesem Bereich einem Druckabfall im inneren Abschnitt 24 entgegenzuwirken.

Die entspannten Abgase werden aus den Arbeitsräumen 22 heraus in den Abgaswärmetauscher geführt, um in diesem den Brennstoff und den Stoffstrom zu erwärmen.

Im gezeigten Ausführungsbeispiel wird ein flüssiger Brennstoff verwendet, der in einem Hauptbrennstofftank gelagert ist und aus diesem in einen Kreislauf 31 befördert wird. Der Brenner 28 liegt in einem Brennstoff-Druckkreislauf, der vom Kreislauf 31 bedient wird. Auf der Brenner-Zulaufseite liegt in diesem Druckkreislauf eine Brennstoffpumpe 32, die den Druckkreislauf aufrechterhält. Hinter der Brennstoffpumpe 32 durchläuft der Brennstoff den Abgaswärmetauscher und anschließend vor dem Brenner 28 eine thermostatgesteuerte Anpassungsheizung 32.1, die die erforderliche Temperatur herstellt.

Der Stoffstrom wird vor dem Eintritt in den Abgaswärmetauscher vorzugsweise in einen Primär- und einen Sekundärstrom geteilt. Der Primärstrom soll dann auf eine Temperatur gebracht werden, die ausreichend hoch ist, um den Brennstoff verdampfen und gegebenenfalls auch zünden zu können. Diese Temperatur wird erreicht durch einen intensivierten Wärmetausch im Abgaswärmetauscher und eine zusätzliche Nachheizung in einem elektrischen Temperaturanpasser 33. Diese zusätzliche Nachheizung ist insbesondere in der Kaltstartphase erforderlich. Der Primärstrom wird dann im Bereich des Brenners 28 in das Flammrohr 27 geführt, während der Sekundärstrom des Stoffstroms in die beiden Abschnitte des Ofenraums geleitet wird.

Zur besseren Verständlichkeit sind in Fig. 1 die einzelnen Ströme der fließfähigen Medien durch unterschiedliche Pfeile gekennzeichnet. Diese haben die folgende Bedeutung:

- | | | |
|---|---|----|
|  | Luft im Umgebungszustand | 30 |
|  | Umgebungsluft-Kühlstrom | |
|  | Luft nach der ersten Kompressionsstufe | 35 |
|  | Luft nach der zweiten Kompressionsstufe | |
|  | gemischter Stoffstrom Luft/Wasserdampf | 40 |
|  | Stoffstrom nach der dritten Kompressionsstufe | 45 |
|  | Primärstrom nach Wärmerückgewinnung | |
|  | Sekundärstrom nach Wärmerückgewinnung | 50 |
|  | Verbrennungsgase vor Arbeitsleistung | |
|  | Verbrennungsgase nach Arbeitsleistung | 55 |
|  | Abgase nach Wärmeabgabe im Abgaswärmetauscher | |
|  | Brennstoff | 60 |
|  | Wasser | |

Die isobare Wärmezufuhr beim vorliegenden Motor erfolgt in zwei Phasen, nämlich einer ersten sogenannten Rekuperationsphase, die die Wärmeaufnahme aus dem Maschinenmaterial und den Abgasen umfaßt, und einer den Oxydationsprozeß mit dem Brennstoff umfassenden Phase.

Ein Teil der Wärmeaufnahme in der Rekuperationsphase erfolgt im Innenraum des Rotors des Kraftmaschinenteils durch die Kühlwirkung der Speichen 20 und der Systemtrennkränze 23. Die Geschwindigkeit des die Wärme aufnehmenden Stoffstroms soll dabei so niedrig wie möglich sein, um einen guten Wärmetausch-Wirkungsgrad zu erzielen und die Strömungsverluste zu begrenzen.

Eine weitere Wärmeaufnahme in der Rekuperationsphase erfolgt durch die Kühlung des nicht dargestellten Gehäuses des Kraftmaschinenteils. Dieses Gehäuse ist gegenüber der Umgebung wärmeisoliert, um unkontrollierte Wärmeverluste weitestgehend zu verhindern. Das Gehäuse wird durch Kühlwasser gekühlt, das in einem Druckkreislauf zirkuliert. Die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme wird in der im folgenden beschriebenen Weise genutzt. Der Kühlwasserkreislauf kann unterschiedlich gestaltet werden; seine Gestaltung wird wesentlich dadurch beeinflußt, mit welchem Wasseranteil im Stoffstrom der Motor betrieben werden soll. Die vorteilhafteste Auslegung ist ein Kreislauf, der auf einen externen Wasserkühler verzichten kann und bei dem das gesamte Kühlwasser dem Stoffstrom zugeführt wird und somit die im Kühldurchgang aufgenommene Wärmeenergie im Energiekreislauf des Gesamtsystems verbleibt. Bei dem mit Fig. 1 dargestellten Motor ist nur eine teilweise Nutzung der im Kühlwasser enthaltenen Wärmeenergie vorgesehen, und zwar nur der Teil, der im vom Kühlwasser abgezweigten Einspritzwasser zur Kompressionszwischenkühlung enthalten ist. Das aus dem Kühlwasserkreislauf abgezweigte Einspritzwasser wird im flüssigen Aggregatzustand in den komprimierten Stoffstrom eingespritzt, wobei die angestrebte Stoffstromkühlung durch die Verdampfungsenthalpie erreicht wird. Die Wassereinspritzung zur Zwischenkühlung ist vorzugsweise abschaltbar ausgebildet, da für den Fall einer Abnahme des Wasservorrats bis auf die Füllmenge des Kühlkreislaufs die Kühlung des Gehäuses durch weitere Wasserabnahme nicht beeinträchtigt werden darf, während andererseits der Motor auch ohne Zwischenkühlung des komprimierten Stoffstroms noch betriebsfähig bleibt.

Zur Druckregulierung im Kühlwasserkreislauf ist in diesem ein Überdruckventil 34 vorgesehen, durch welches bei Erreichen eines vorgegebenen Druckes im Wasserkreislauf Wasserdampf in den Motorinnenraum zwischen dem Steuerventil 14 und dem Kraftmaschinenteil, d. h. in die Verbindungsleitung 17 abgeblasen wird. Ein Überdruck im Wasserkreislauf entsteht durch eine Überhitzung des gekühlten Gehäusematerials bei gleichzeitiger Überhitzung des gekühlten Maschinenmaterials, d. h. der Speichen 20 und der Systemtrennkränze 23. Wenn als Folge dieses Überdrucks Wasserdampf in den Motorinnenraum abgeblasen wird, dann erhöht sich dadurch die Masse des Stoffstroms und damit dessen Wärmekapazität, wodurch die Kühlwirkung auf das innere Maschinenmaterial vergrößert wird. Auf diese Weise wird die Überhitzungsphase sehr schnell beendet, so daß die beschriebene Verwendung des Überdruckventils 34 eine selbstregulierende Funktion hat.

Eine weitere Rekuperation findet, wie bereits beschrieben, dadurch statt, daß der komprimierte Stoffstrom durch den Abgaswärmetauscher geführt wird, um in den Abgasen enthaltene Wärme anteilig aufzunehmen.

Die zweite Phase der isobaren Wärmezufuhr, nämlich der Verbrennungsvorgang, wurde bereits erläutert. An die isobare Wärmezufuhr schließt sich im thermodynamischen Kreisprozeß die isotherme Expansion der Verbrennungsgase an. Diese erfolgt in den Arbeitsräumen 22 der Rotationsverdränger des Kraftmaschinenteils, wobei ein auf die Welle 21 wirkendes Drehmoment erzeugt wird. Die Verwendung von Rotationsverdrängern anstelle von hin- und hergehenden Kolben hat dabei erhebliche Vorteile, die zu einer merklichen Erhöhung des Wirkungsgrades führen. So sind für den vibrationsfreien Rundlauf keine Auswuchtmassen erforderlich, es entfallen Kurbelwelle und Pleuelstangen und es werden keine bewegten Ventile im Verbrennungsraum benötigt. Damit entfallen auch eine arbeitstaktzyklische Ventilsteuerung sowie eine arbeitszyklisch gesteuerte Brennstoffdosierung, Vergasung und Zündung. Durch die Verwendung von Rotationsverdrängern ist eine Annäherung an den idealen thermodynamischen Kreisprozeß möglich, die bei Kolbenmaschinen systemtypisch nicht erreichbar ist.

Im gezeigten Ausführungsbeispiel ist zwischen dem Gasdruckspeicher 15 und dem Raum vor der letzten Kompressionsstufe des Arbeitsmaschinenteils noch ein besonderes Startventil 35 vorgesehen. Dieses wird zum Ingangsetzen der Maschine geöffnet, so daß Druckluft auf der Ansaugseite der letzten Stufe des Arbeitsmaschinenteils eingespeist wird, die ein Drehmoment erzeugt. Der Rotor des Arbeitsmaschinenteils wird hierdurch gedreht, so daß sich im Innenraum des Kraftmaschinenteils ein Startdruck aufbauen kann. Es werden dann die Brenner 28 gezündet, so daß sich auch der Kraftmaschinenteil dreht. Die beiden Wellen 5 und 21 werden dann miteinander gekoppelt und der Startvorgang kann abgeschlossen werden.

Das zwischen Arbeitsmaschinenteil und Kraftmaschinenteil angeordnete Getriebe weist ein Zahnrad 36 mit einer nicht gezeigten Freilaufkupplung auf, über die dieses Zahnrad mit der Welle 21 verbindbar ist. Diese Verbindung erfolgt, wenn vom Kraftmaschinenteil ein Drehmoment erzeugt wird, das dann auf das Zahnrad 36 übertragen wird. Dieses Drehmoment wird von diesem auf ein fest auf einer Schaltwelle 37 sitzendes Transmissionszahnrad 38 und von diesem weiter zum einen Teil auf die Schaltwelle 37 und zum anderen Teil auf ein Transmissionszahnrad 39 der nicht dargestellten Ausgangswelle übertragen. Im Bremskraftaufnahmebetrieb wird das Transmissionszahnrad 39 von der Ausgangswelle angetrieben, so daß der Rotor des Arbeitsmaschinenteils gedreht wird. Die Zahnräder 40, 41 und 42 auf der Schaltwelle 37 sind schaltbare Getriebezahnräder und die Zahnräder 43, 44 und 45 auf der Welle 5 sind die entsprechenden Gegenräder. Durch Gleitmuffen 46 und 47 axial verschiebbare Schaltstifte verbinden jeweils eines der Zahnräder 40, 41 oder 42 mit einem fest auf der Schaltwelle 37 angeordneten Kupplungsrad 48, so daß jeweils nur dieses Zahnrad gegenüber der Schaltwelle 37 nicht verdrehbar ist. Die Verbindung zwischen den Wellen 5 und 21 kann somit über eines der Zahnräder 40—43, 41—44 oder 42—45 erfolgen, so daß ein dreistufiges Schaltgetriebe vorliegt.

Die Fig. 3 zeigt eine auf dem Rotormantel 19 schließende Sperrklappe 49 in eingefahrener Stellung. Vor und hinter der Sperrklappe 49 befinden sich die Arbeitsräume 22 des Rotors. Komprimierte Verbrennungsgase werden über den Zuführungsstutzen 29 des Flammrohrs 27 in den Arbeitsraum 22 vor der Sperrklappe 49 geleitet, wodurch der Rotor gedreht wird. Hinter der nächsten Sperrklappe am Kreisumfang entspannen sich die Gase in den Entspannungskanal 22.1.

Die innere Kühlung der Sperrklappe erfolgt durch in Innenkanälen 50 fließendes Kühlöl, das über Anschlüsse 51 zu- bzw. abgeführt wird. Von den Innenkanälen 50 zweigt ein feiner Schmierölkanal 52 ab, der zur schleifen- den Spitze der Sperrklappe 49 hin geöffnet ist und die Oberfläche des Rotormantels 19 mit Schmieröl versorgt. Um eine einwandfreie Schmierung sicherzustellen, muß daher der Druck im Kühlölkreislauf dem Gasdruck in den Arbeitsräumen 22 angepaßt sein.

Die Temperatur der durch den Zuführungsstutzen 29 strömenden Verbrennungsgase ist so hoch, daß sie bei einer direkten Berührung mit der Oberfläche der Sperrklappe 49 zu deren Verzunderung führen würden. Diese direkte Berührung muß daher vermieden werden. Hierzu dienen Bohrungen 53 zwischen dem äußeren Abschnitt 25 des Ofenraums und dem Bereich vor der Sperrklappe 49. Da der Gasdruck im Abschnitt 25 höher ist als im Auslaßbereich des Zuführungsstutzens 29 bzw. im Arbeitsraum 22, strömt ein Stoffstromanteil des Sekundär- stroms durch die Bohrungen 53 und schirmt die Sperrklappe 49 gegenüber den heißen Verbrennungsgasen ab. Diese Strömung verhindert auch eine Wirbelbildung in dem spitz zulaufenden Bereich zwischen dem oberen Abschnitt der Sperrklappe 49 und dem Auslaß des Zuführungsstutzens 29.

Das Gehäuse 54 wird zwar über Kühlkammern 55 mit Wasser gekühlt. Eine solche Kühlung ist jedoch im Berührungsbereich mit dem aus einem hochtemperaturfesten Keramikmaterial bestehenden Zuführungsstutzen 29 nicht ausreichend. Das Gehäuse ist daher mit Leckstromrippen versehen, die Kühlluftkanäle 56 vom Ofen- raum zum Arbeitsraum 22 zwischen dem Gehäuse 54 und dem Zuführungsstutzen 29 bilden. Auch durch diese Kanäle strömt ein Stoffstromanteil des Sekundärstroms, das eine ausreichende Kühlung der an den Zuführungs- stutzen 29 angrenzenden Gehäuseflächen sichergestellt. Auch zwischen dem inneren Abschnitt 24 des Ofenraums bildenden Rohr und dem Zuführungsstutzen 29 befinden sich derartige Kühlluftkanäle 56, durch die infolge des Druckunterschiedes zwischen dem Abschnitt 24 und dem Arbeitsraum 22 ein ständiger Strom des Sekundärstroms fließt.

Durch einen Anschlag 57 wird vermieden, daß nach einem zu starken Antrieb an der Spitze der Sperrklappe 49 ein Überschlag dieser Sperrklappe entgegen dem Uhrzeigersinn erfolgen kann. Nuten 58 im Gehäuse 54 dienen zur Aufnahme der radialen Dichtleisten.

Die Fig. 4 zeigt die Sperrklappe nach Fig. 3 in ausgefahrener Stellung. Die Stellung der Sperrklappe 49 wird durch den jeweils gegenüberliegenden Abschnitt des Rotormantels 19 bestimmt.

In der Fig. 5 ist die Wasser-Einspritzdüse 11 im einzelnen dargestellt. Ein Düsenhalter 59 ist mit einem Befestigungsflansch 60 zur stationären Befestigung der Einspritzdüse am Gehäuse oder dergleichen versehen. In den Düsenhalter 59 ist ein Düsenkörper 61 eingeschraubt, der zusammen mit einem Verteilerkegel 62 die Düse 63 bildet. In eine durch den Düsenkörper 61 geführte Bohrung greift eine Düsennadel 64, an deren oberem Ende sich eine Verschußschulter 65 befindet. An diese schließt sich ein Düsennadelschaft 66 zur Einstellung der jeweiligen Position der Düsennadel 64 an. Der Düsennadelschaft 66 wird in zwei Lagern 67 und 68 gehalten. Zwischen diesen befindet sich eine Sperrölkammer 69 mit einer Sperrölführungsleitung 70. Ein Kolben 71 für die Düsennadelsteuerung ist mittels eines Stiftes 72 am Düsennadelschaft 66 befestigt. Der Kolben 71 wird durch eine Druckfeder 73 in Richtung auf die Düse vorgespannt. Eine Feder 74 dient als Rückschlagdämpfung für den Kolben 71. Eine in den Düsenhalter 59 einschraubbare Buchse 75 dient als Verschuß und als Entlader für den Düsennadelschaft 66.

Seitlich am Düsenhalter 59 ist ein Schnellschlußventilkörper 76 angebracht. In diesem befindet sich ein Ventildrehkern 77. Über eine Leitung 78 wird bei entsprechender Stellung des Ventilkerns 77 ein Gasdruckraum 79 mit der Verbindungsleitung 16 zwischen der letzten Kompressionsstufe des Arbeitsmaschinenteils und dem Steuerventil 14 verbunden. Die Zuführung des zu zerstäubenden Wassers erfolgt über eine Leitung 80 zu einer den Düsennadelschaft 66 umgebenden Wasserkammer 81. Der Schnellschluß-Ventilkörper 76 weist einen Verpuffungskanal 82 auf, der bei entsprechender Stellung des Ventildrehkerns 77 mit dem Gasdruckraum 79 verbindbar ist.

Im normalen Motorbetrieb ist der Ventildrehkern 77 so eingestellt, daß die Leitung 78 mit dem Gasdruckraum 79 verbunden ist. Der in der Verbindungsleitung 16 auftretende komprimierte Stoffstrom erzeugt damit einen entsprechenden Druck im Gasdruckraum 79, der auf den Kolben 71 einwirkt und diesen zusammen mit dem Düsennadelschaft 66 entgegen der Wirkung der Druckfeder 73 nach oben verschiebt. Die Düsennadel 64 wird somit in Abhängigkeit vom in der Verbindungsleitung 16 herrschenden Druck bewegt und dosiert die einzusprit- zende Wassermenge entsprechend. Der Verpuffungskanal 82 ist in diesem Betriebszustand verschlossen.

Wird beim Lastwechselbetrieb vom Motorbetrieb auf Bremskraftaufnahme umgeschaltet, dann unterbricht der Ventildrehkern 77 die Verbindung zwischen der Leitung 78 und dem Gasdruckraum 79 und gibt statt dessen den Verpuffungskanal 82 frei, so daß das Gas im Gasdruckraum 79 über diesen ins Freie gelangen kann. Der Kolben 71 wird dann nur noch einseitig durch die Druckfeder 73 belastet, so daß die Düsennadel 64 in die Schließstellung gebracht wird. Die Feder 74 dämpft diesen Vorgang, um die Verschußschulter 65 vor einer zu starken Stoßbelastung zu schützen.

In den Fig. 6a bis 6d haben die einzelnen Blöcke folgende Bedeutung:

- A Arbeitsmaschinenteil
- B Kraftmaschinenteil
- C Abgaswärmetauscher
- D Ofenraum
- E externe Wärmequelle
- F externer Wasserkühler

Fig. 6a zeigt den Fluß der fließfähigen Medien eines Motors mit höchstmöglichem Rekuperations- und Gesamtwirkungsgrad.

Das gesamte Kühlwasser wird dem Stoffstrom zugeführt, und zwar als Einspritzwasser zur Kompressionszwi- schenkühlung und hinter dem Steuerventil 14 und vor dem Kühldurchgang im Kraftmaschinenteil.

Die Kühlung des Stoffstroms wird erhöht, so daß höhere Arbeitsgas-Temperaturen gefahren werden können. Die Kühlkammern im Kraftmaschinenteil-Gehäuse übernehmen die Funktion eines Dampfkessels.

Das Wasser wird im Abgaswärmetauscher vorgewärmt, daraus ergibt sich ein sehr guter Rekuperationswert aus den Abgasen, die bei entsprechend großen Maschinen bis unter den Kondensationspunkt abgekühlt werden können; die sich daraus ergebenden Vorteile für die Abgasreinheit sind erheblich.

Fig. 6b zeigt den Fluß der Medien, wie er bei dem in Fig. 1 dargestellten Motor vorliegt. Der Gesamtwirkungsgrad liegt hier niedriger, weil ein Teil der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärmeenergie über den externen Wasserkühler F an die Umgebung abgegeben wird und verloren geht. Es erfolgt eine Vorwärmung des Wassers im Abgaswärmetauscher, bevor es dem Gehäuse des Kraftmaschinenteils zugeführt wird.

Bei der Darstellung nach Fig. 6c erfolgt die Wärmezufuhr ausschließlich aus externen Wärmequellen.

Die Nutzung einer externen Energiequelle kann im Wärmetausch erfolgen oder eine direkte Nutzung der Verbrennungsgase eines externen Verbrennungsofens, der dann im Druckkreislauf des Stoffstroms liegen würde. Die Voraussetzung hierfür wäre eine schwebstofffreie Verbrennung, zum Beispiel Verbrennung von Abfallgasen. In diesem Fall ist ein offenes System, wie dargestellt, erforderlich.

Soll die Energie im Wärmetausch mit dem internen Arbeitsmedium aufgenommen werden, wäre es hingegen zweckmäßig, mit einem geschlossenen System zu arbeiten.

Gemäß Fig. 6d werden sowohl interne als auch externe Energiequellen für die Wärmezufuhr genutzt.

Dieses Flußbild entspricht dem der Fig. 6a, jedoch wird hier der Stoffstrom zusätzlich durch eine externe Wärmequelle geführt und nimmt im Wärmetausch zusätzliche Energie auf; diese würde direkt auf eine Brennstoffminderung wirken.

Voraussetzung ist hier natürlich, daß nur Energiequellen genutzt werden können, die eine hohe Eigentemperatur haben.

- Leerseite -

Nummer:

35 33 599

Int. Cl. 4:

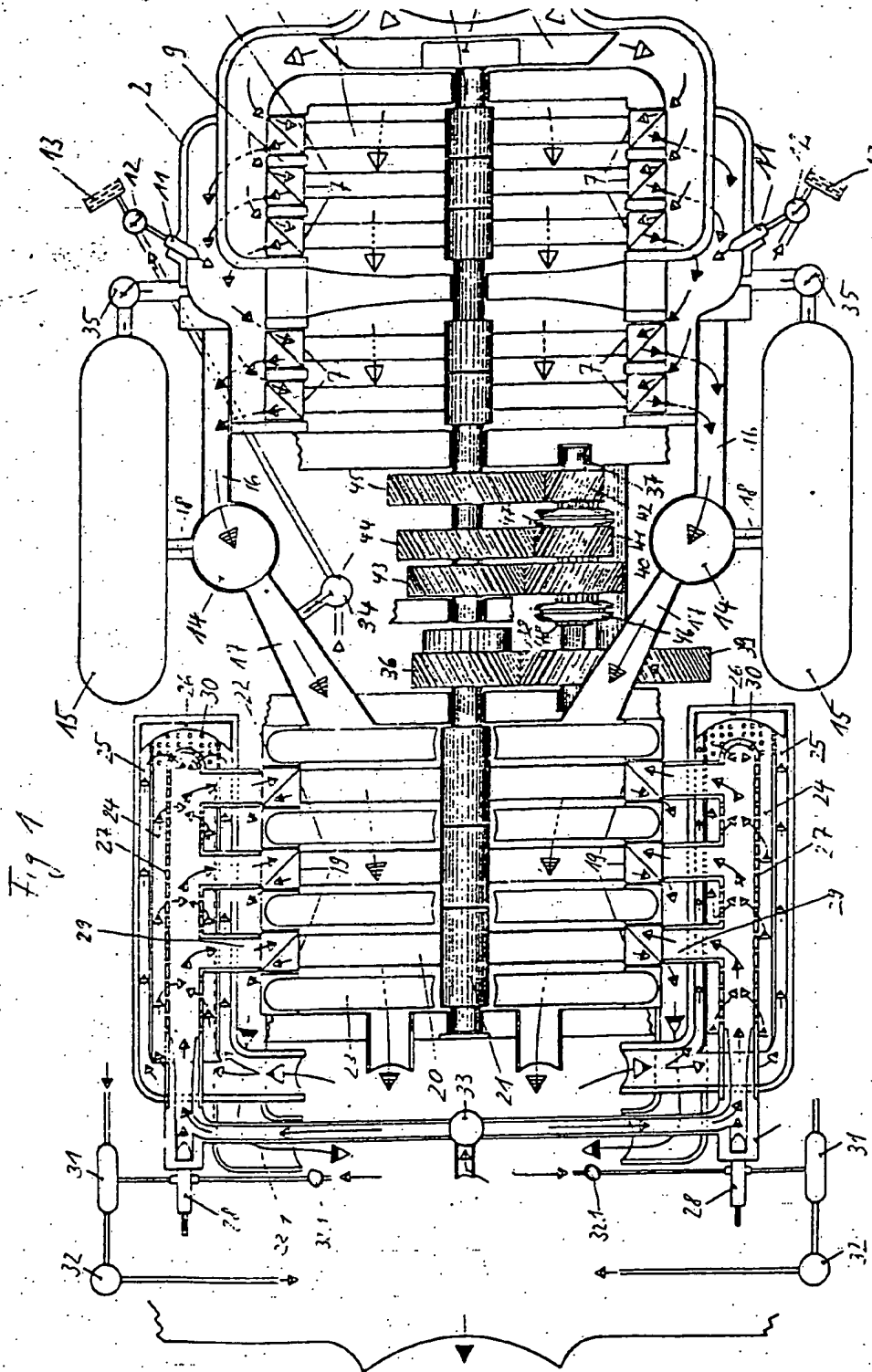
F 02 C 3/30

Anmeldetag:

18. September 1985

Offenlegungstag:

9. April 1987

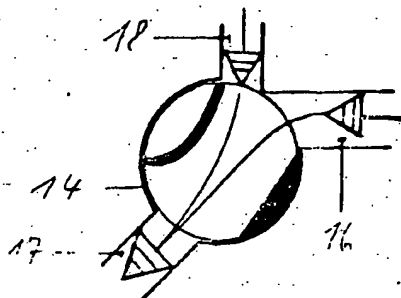
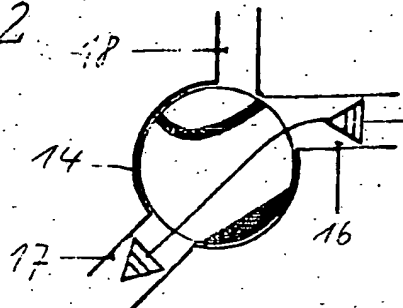


ORIGINAL INSPECTED

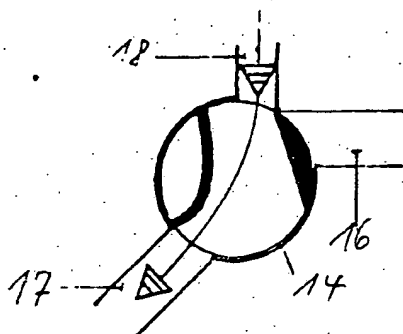
708 815/11

533599

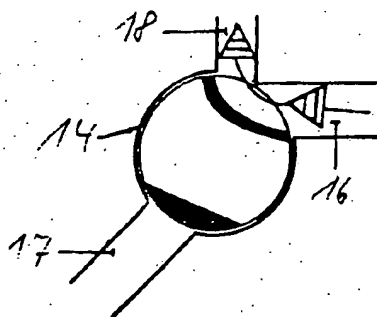
Fig: 2



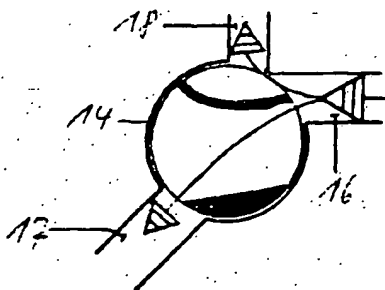
B



C

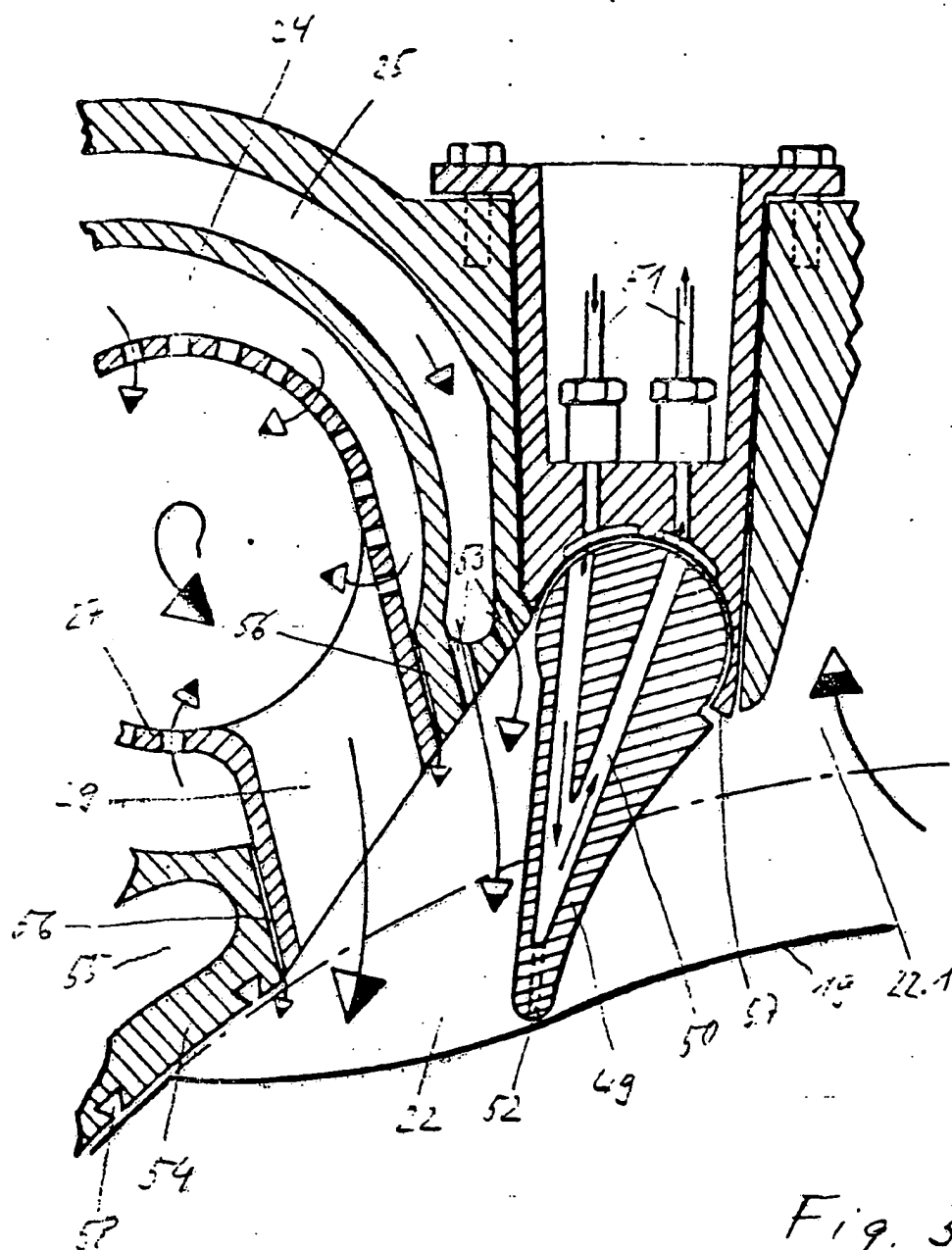


D

**E**

ORIGINAL INSPECTED

6533599



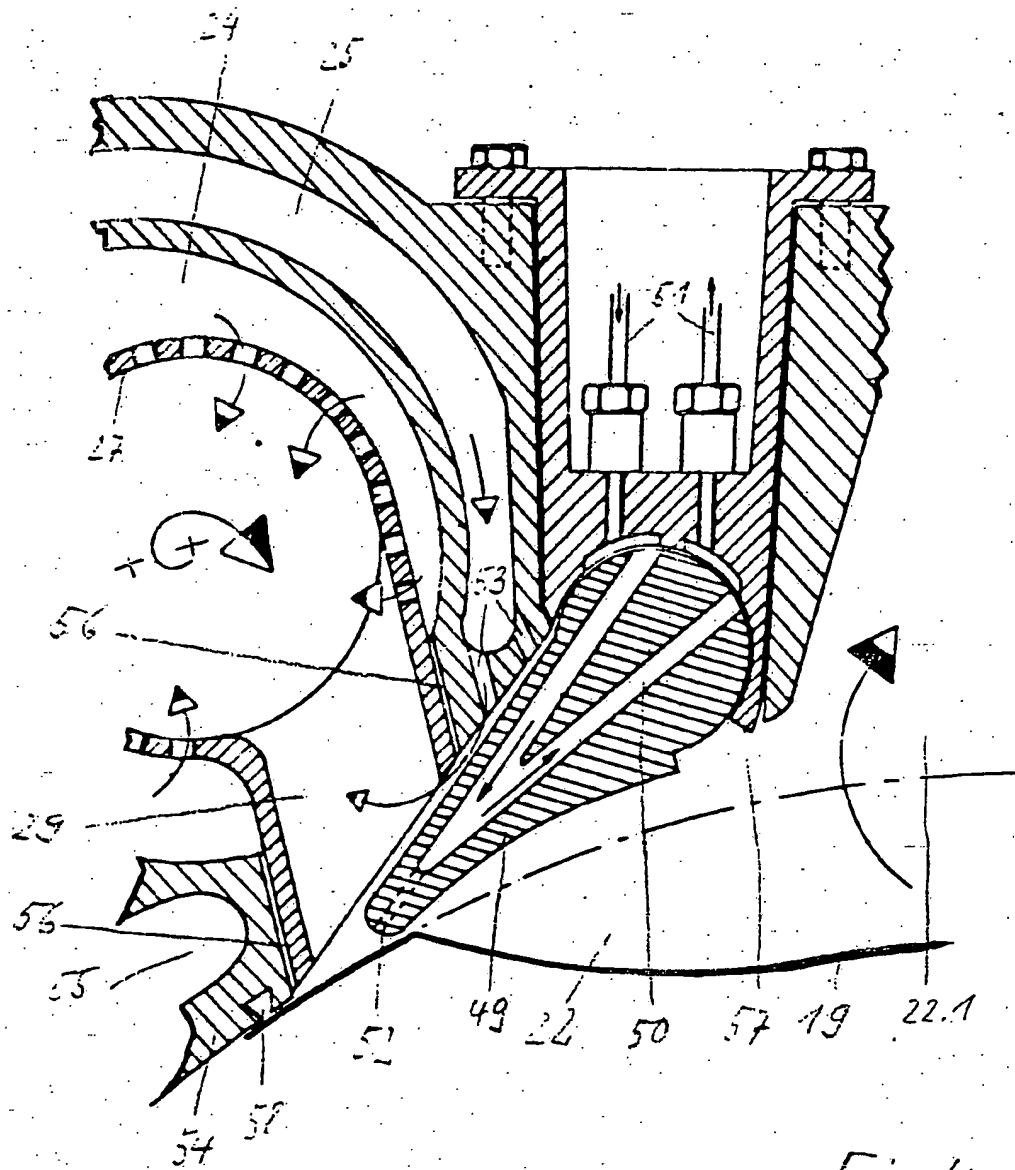
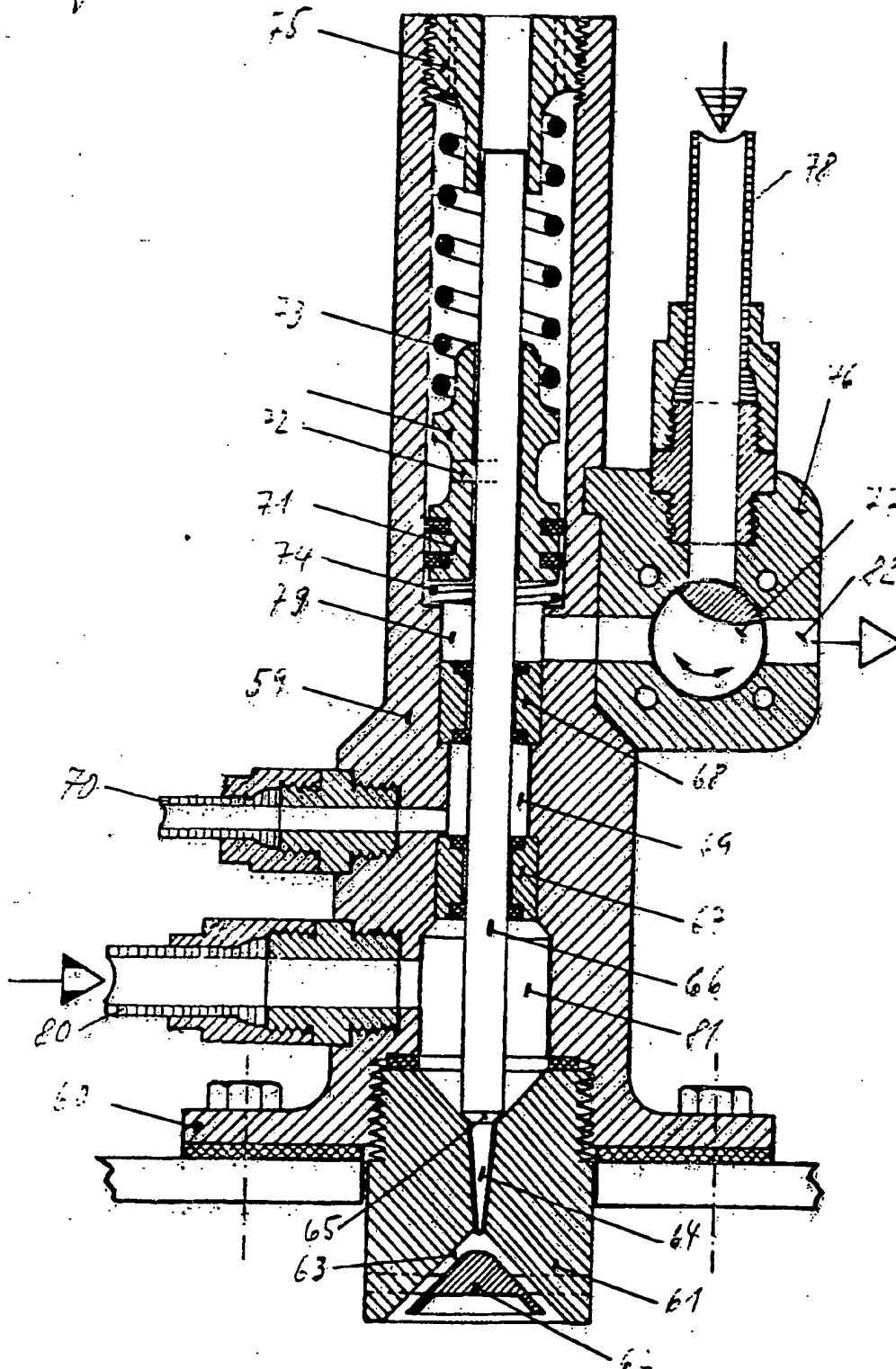


Fig. 4

ORIGINAL INSPECTED

3533599

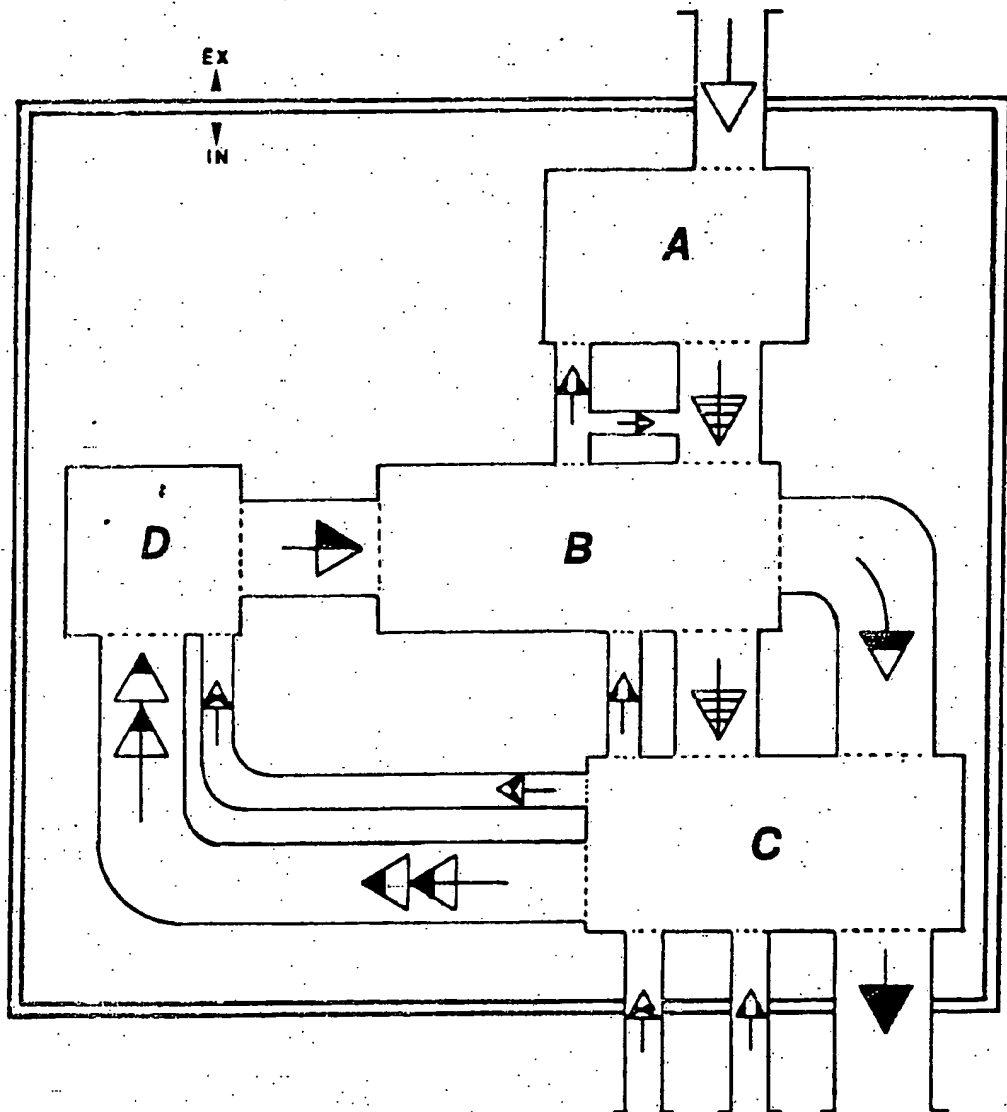
Fig. 5



ORIGINAL INSPECTED

5533586

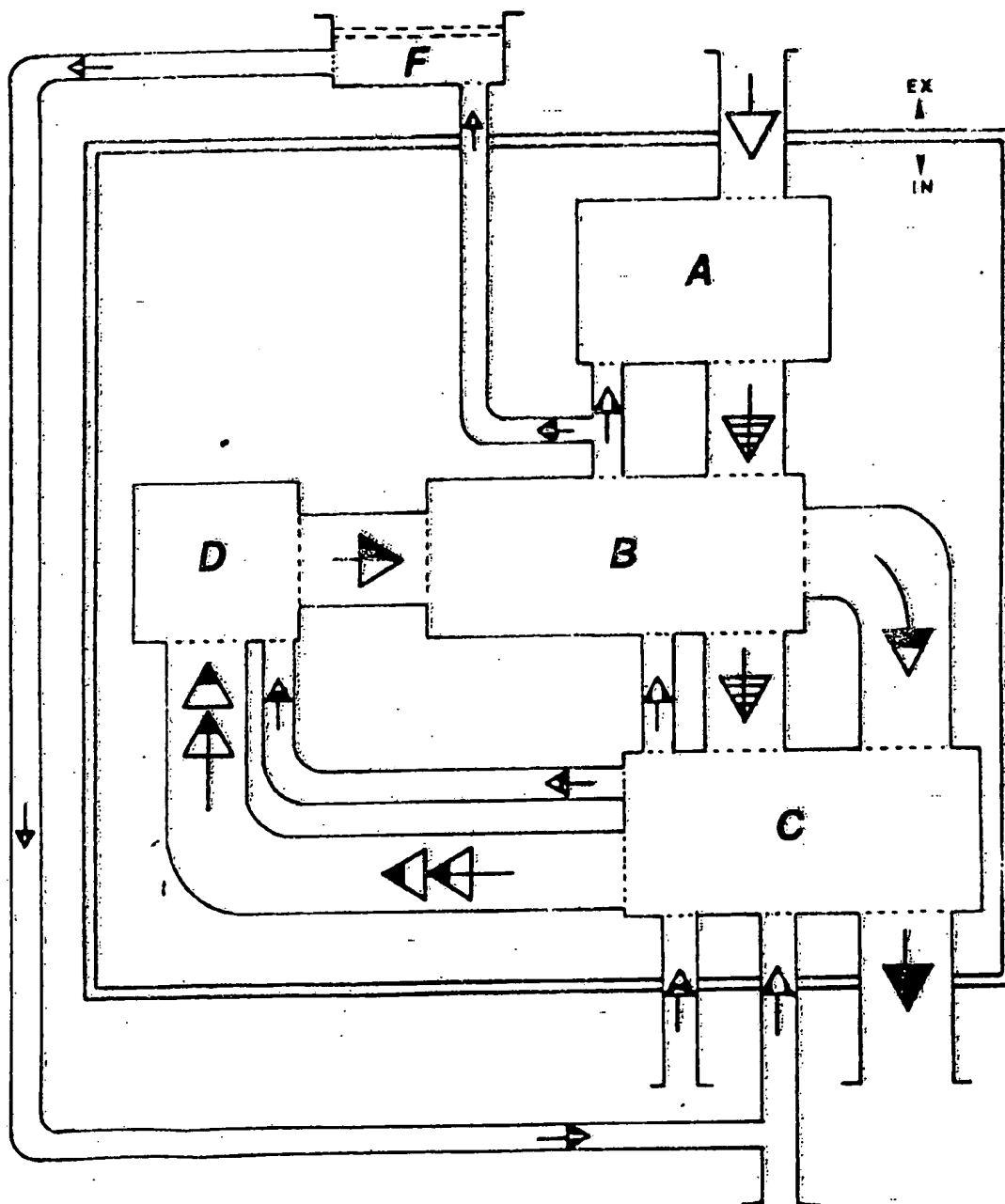
Fig. 6a



ORIGINAL INSPECTED

0533596

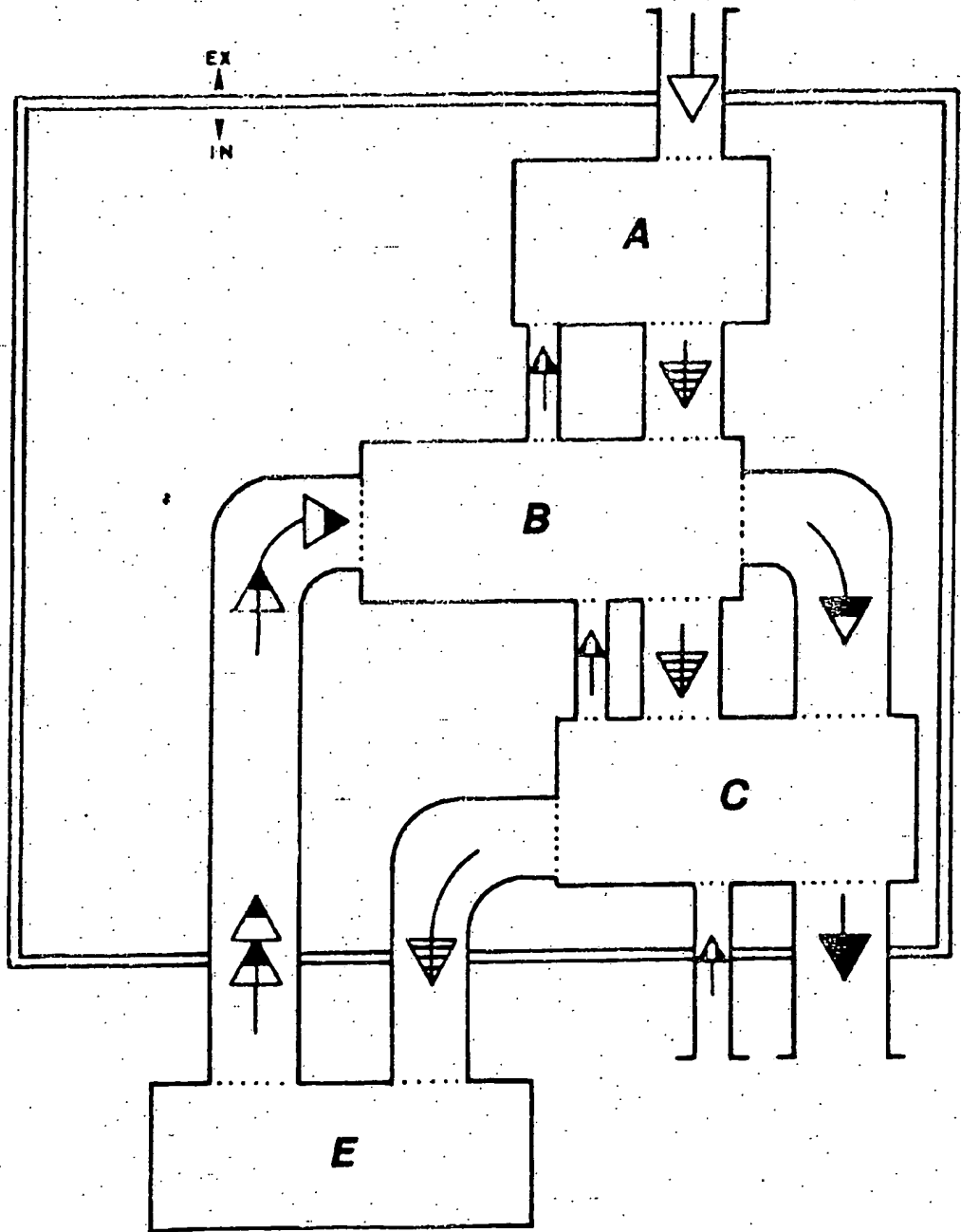
Fig. 6 b



ORIGINAL INSPECTED

3533096

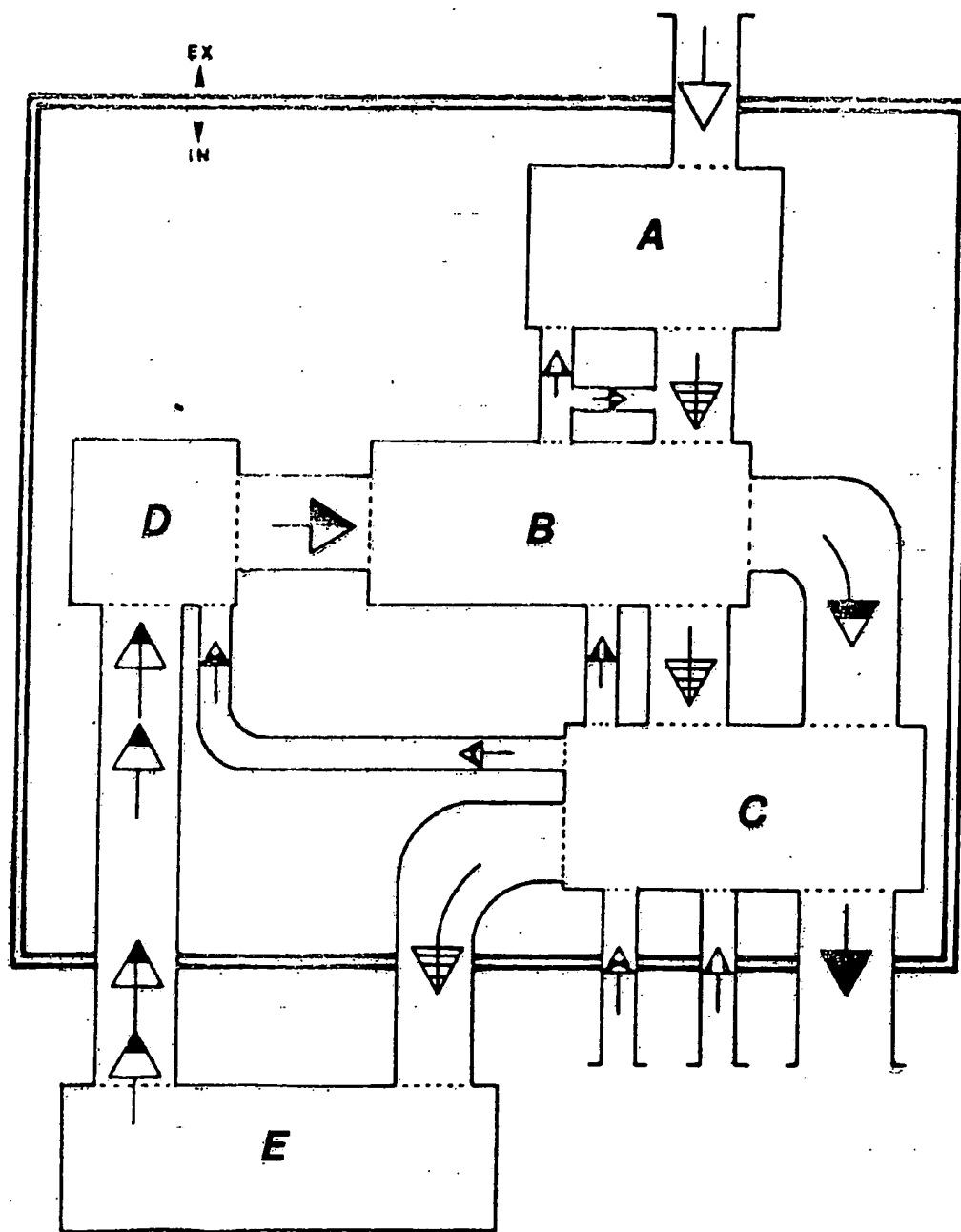
Fig. 6c



ORIGINAL INSPECTED

3533599

Fig. 6d



ORIGINAL INSPECTED